

УДК 62.251

## **РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ТОПЛИВНОМ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ**

© 2011 С. А. Гафуров<sup>1</sup>, М. Г. Михеев<sup>2</sup>, Л. В. Родионов<sup>1</sup>, А. Н. Крючков<sup>1</sup>, Е. В. Шахматов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

<sup>2</sup>ОАО «КУЗНЕЦОВ»

В работе рассмотрены вопросы, касающиеся составления расчетной численной модели на основе метода конечных объёмов. Данная модель используется для оценки осевой силы, действующей на ротор шнекоцентробежной ступени топливного комбинированного насоса. Модель верифицировалась путем сопоставления полученной расчетной напорной характеристики и экспериментальной. Рассмотрено влияние некоторых конструктивных параметров шнекоцентробежной ступени на величину осевой силы, действующей на её ротор.

*Комбинированный насос, кавитация, обратные токи, нестационарность, осевая сила, метод конечных объёмов.*

На данный момент в различных областях техники (авиация, ракетостроение, химическое и общее машиностроение, энергетика и др.) широкое распространение получили высокооборотные шнекоцентробежные насосы (ШЦН). Они просты по конструкции, имеют малую массу и габариты, а также обладают высокой экономичностью. Однако качающие узлы основных топливных насосов являются, с одной стороны, основными источниками колебаний давления и вибраций в системах и, с другой стороны, сами испытывают динамические перегрузки. Надежность систем топливопитания энергетических установок определяется работоспособностью насосных агрегатов.

Важной особенностью динамических процессов, протекающих в топливных системах, является, как правило, наличие кавитационных процессов. Следствиями возникновения кавитации в насосе могут быть: вибрация, шум, эрозионное повреждение элементов конструкции, вблизи которых происходит кавитация, изменение энергетических характеристик насоса, а при сильно развитой кавитации – полный срыв режима насоса, т.е. резкое снижение напора, мощности и к.п.д.

Для предотвращения нежелательных последствий кавитации приходится, как правило, вносить конструктивные доработки конструкции насосных агрегатов либо повышать давление  $p_{вх}$  жидкости непосред-

ственно перед насосом, либо снижать частоту вращения вала насоса. Всё это ухудшает технические и экономические характеристики установок, в которых применяются высокооборотные насосы.

Таким образом, кавитация продолжает играть главную роль при проектировании насосов, поэтому основное внимание исследователей обращено на ее моделирование с помощью CFD подхода (Computational Fluid Dynamics).

Топливные шнекоцентробежные агрегаты, как правило, соединены с множеством трубопроводных магистралей: напорной, перепускной, сливной и всасывания. На рис. 1 представлена принципиальная схема топливного стенда СГАУ для экспериментального исследования рабочих процессов ШЦН. 3D модель ШЦН, входящего в состав данного топливного стенда, представлена на рис. 2. Одной из проблем обеспечения работоспособности рассматриваемого насосного агрегата является необходимость обеспечения широких потребных расходов топлива.

Недостатки конструкции, а также нерасчетные условия работы насоса приводят к поломке указанного ШЦН из-за разрушения подшипникового узла, расположенного за агрегатом. Для выявления причин его разрушения необходимо тщательное теоретическое и экспериментальное исследование механизмов динамического взаимодействия его элементов в составе топливной системы

с учетом протекающих в нем кавитационных процессов.

Современные CFD пакеты достаточно полно описывают течение жидкости в насосах. Большие достижения в численном моделировании получены вследствие того, что

оно дешевле и проще, чем проведение натурного эксперимента.

В данной работе для моделирования рабочего процесса в проточной части топливного ШЦН (рис. 1) использовался CAE пакет ANSYS CFX.

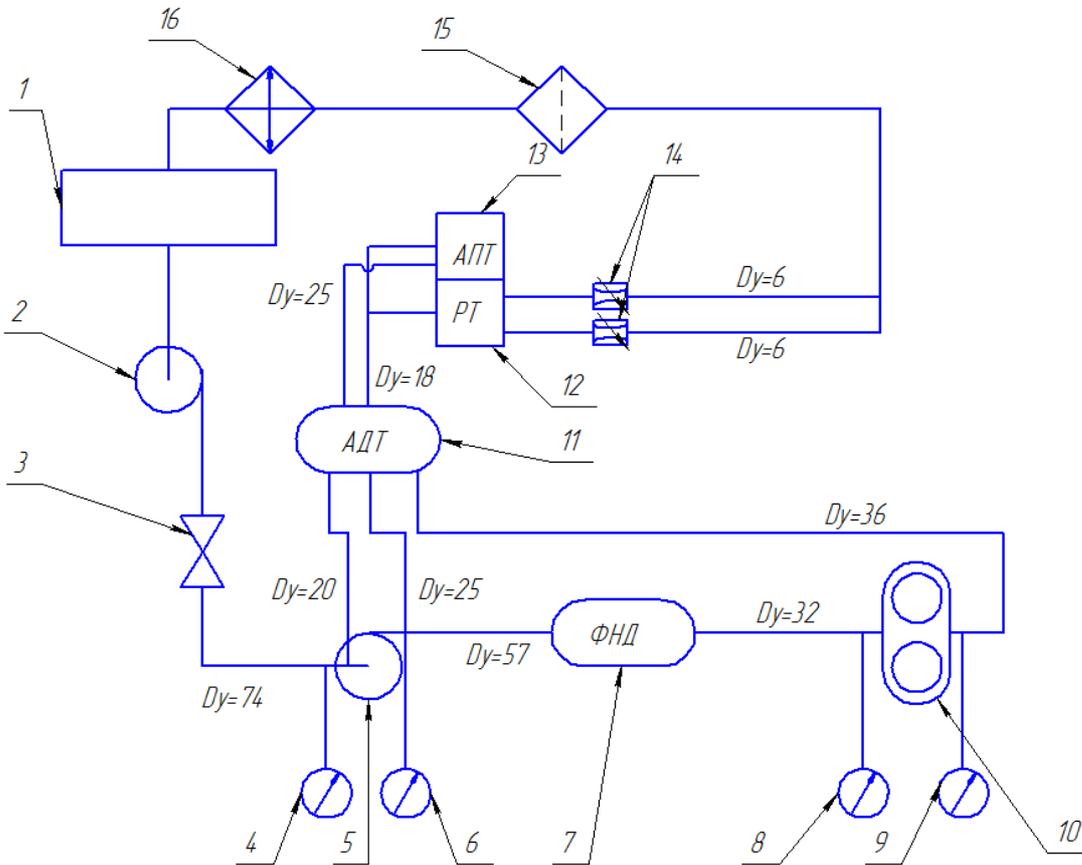


Рис. 1. Принципиальная схема топливного стенда:

1 – топливный бак; 2 – электроцентробежный насос; 3 – вентиль; 4, 6, 8, 9 – манометры; 5 – шнекоцентробежный насос; 7 – фильтр низкого давления; 10 – шестеренный насос; 11 – автомат дозирования топлива; 12 – регулятор топлива; 13 – агрегат подачи топлива; 14 – дроссель управляемый; 15 – фильтр; 16 – теплообменник

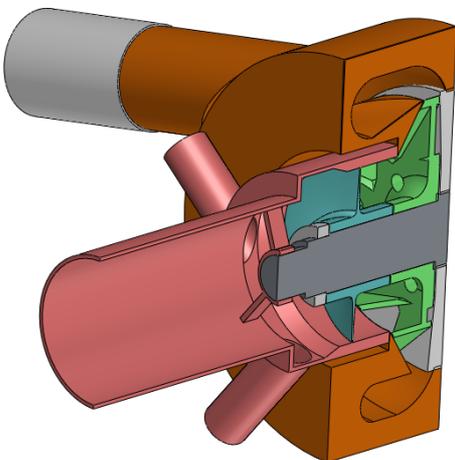


Рис. 2. 3D модель ШЦН

Данный программный код использует метод конечных объемов (МКО) для решения дифференциальных транспортных уравнений.

Уравнение неразрывности имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность рабочего тела;

$t$  – время;

$U$  – вектор скорости элементарного объема рабочего тела.

Уравнение движения:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \times U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M, \quad (2)$$

где  $S_M$  - количество движения;

$\tau$  - тензор напряжения, который определяется из выражения:

$$\tau = \mu(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3}\delta\nabla \cdot U) \quad (3)$$

Уравнение полной энергии:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho U h_{tot}) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(U \tau) + US_M + S_E, \quad (4)$$

где удельная полная энтальпия  $h_{tot}$  определяется по формуле:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}U^2, \quad (5)$$

$S_M$  - количество движения;

$S_E$  - энергия источника питания;

$\lambda$  - теплопроводность рабочего тела.

Выражение  $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$  называют работой вязких напряжений.

$US_M$  - работа, совершаемая от внешних сил.

Уравнение термической энергии имеет вид:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \tau, \quad (6)$$

где  $T$  - температура жидкости.

В настоящее время для описания турбулентных течений используют в основном методы, базирующиеся на решении уравнений Навье - Стокса. Прямое численное моделирование (DNS) предполагает решение полных нестационарных уравнений Навье - Стокса и уравнения неразрывности. Трудности DNS подхода заключаются в ограниченности компьютерных ресурсов даже в настоящее время.

Модели турбулентности, используемые в инженерных расчетах, обычно базируются на решении осредненных уравнений Рейнольдса (RANS).

В общем виде используемые в моделях с одним или двумя дифференциальными уравнениями уравнения переноса можно записать в следующем виде [1]:

$$\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} = P - D + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \Gamma_\Phi) \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right] + A. \quad (7)$$

Расшифровка параметров в этом уравнении для каждого вида уравнений приведена в табл. 1 [2].

Таблица 1. Расшифровка параметров

	$\Phi$	$P$	$D$	$\Gamma_\Phi$
Кинетическая энергия	$k$	$\tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\rho \varepsilon$ или $\beta^* \rho k \omega$	$\frac{\mu_t}{\sigma_k}$
Скорость диссипации кинетической энергии	$\varepsilon$	$c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$	$\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$
Удельная скорость диссипации	$S_M$	$\alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\beta^* \rho \omega^2$	$\sigma_\omega \mu_t$

В данной работе при построении численной модели рабочих процессов в ШЦН используется Shear Stress Transport (SST) модель турбулентности с автоматической функцией стенки, которая базируется на  $k - \omega$  модели турбулентности. В этом случае последний член уравнения (7) имеет вид:

$$A = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}. \quad (8)$$

В остальных случаях  $A=0$ .

Модели с двумя дифференциальными уравнениями базируются на предположении Буссинеска и им присущи некоторые недостатки, которые можно обойти введением нелинейных членов в уравнение Буссинеска [3]. Константы для SST модели с двумя дифференциальными уравнениями сведены в табл. 2 [3].

Таблица 2. Модельные коэффициенты для SST модели турбулентности

$\beta_1^*$	0,09	$\beta_2^*$	0,09
$\beta_1$	0,075	$\beta_2$	0,0828
$\alpha_1$	$\frac{\beta_1 - \sigma_{\omega 1} k^2}{\beta_1^* \sqrt{\beta_1^*}}$	$\alpha_2$	$\frac{\beta_2 - \sigma_{\omega 2} k^2}{\beta_2^* \sqrt{\beta_2^*}}$
$\sigma_{k1}$	0,85	$\sigma_{k2}$	1
$\sigma_{\omega 1}$	0,5	$\sigma_{\omega 2}$	0,856

Основой всей расчетной технологии ANSYS CFX является решатель Algebraic Coupled Multigrid. Он использует неявную связанную схему решения линеаризованной системы уравнений. При этом время реше-

ния задачи находится в линейной зависимости от объема расчетной сетки.

Общее уравнение массы, момента, энергии и т.д. имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi V dA = \oint_A I \nabla \phi dA + \int S_\phi dV \quad (9)$$

Согласно МКО пространственная дискретизация задачи осуществляется путем разбиения расчетной области на небольшие соприкасающиеся объемы, для каждого из которых записывается балансовое соотношение (9). Внутри каждого контрольного объема находится одна (и только одна) точка «привязки» искомого сеточного решения. В большинстве разработок, ориентированных на решение трехмерных задач для областей сложной геометрии, в качестве контрольного объема используются ячейки расчетной сетки: узлы сетки располагаются в вершинах многогранника (для структурированных сеток – гексаэдра, см. рис.3), сеточные линии идут вдоль его ребер, а значения искомым величин приписываются геометрическому центру ячейки.

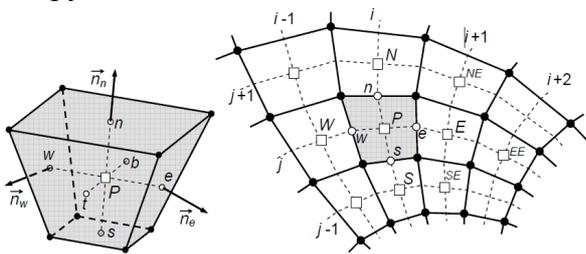


Рис. 3. Структурированная сетка контрольных объемов с «привязкой» переменных к центру ячеек

На рис. 3 штриховыми линиями обозначены узлы сетки, прямоугольниками – центры ячеек, окружностями – центры граней.

Для получения дискретного аналога балансового уравнения (9) в выбранной ячейке необходимо вычислить интегралы, входящие в него, используя какие-либо квадратурные формулы. При этом крайне важно, чтобы для соприкасающихся ячеек поверхностный интеграл по их общей грани вычислялся идентично. Последнее требование, легко реализуемое при составлении компьютерной программы, обеспечивает консервативность численной схемы, т.е. точное (в рамках принятого способа вычисления интегралов) соблюдение баланса  $\phi$

согласно уравнению (9) для всей области течения. Это свойство МКО выгодно отличает его от метода конечных разностей и метода конечных элементов, в которых реализация строгой консервативности схемы является скорее исключением, чем правилом.

Сеточная модель проточной части рассматриваемого ШЦН строилась в программном пакете ANSYS ICEM CFD.

Задание граничных условий и начального распределения, расчет и обработка полученных результатов велись в программном комплексе ANSYS CFX.

На начальном этапе численного моделирования основной его целью было определение осевого усилия, действующего на ротор ШЦН. Поперечные же силы в центробежных насосах возникают при нарушении осевой симметрии потока вне колеса, т.е. в коническом диффузоре. На расчетном режиме, когда гидростатические давления вокруг колеса одинаковы, создается строгая осевая симметрия потока и поперечная сила на колесе равна нулю. При уменьшении подачи насоса сечения конического диффузора оказываются слишком большими и в них начинается процесс преобразования кинетической энергии в давление.

Неуравновешенные поперечные силы приобретают существенное значение в насосах, развивающих большой напор, и в насосах больших размеров.

Осевое усилие, действующее на рабочее колесо насоса, возникает из-за неодинакового закона распределения давления жидкости по радиусу на переднюю и заднюю стенки колеса. Расчетная схема для определения осевого усилия рассматриваемого ШЦН представлена на рис. 4.

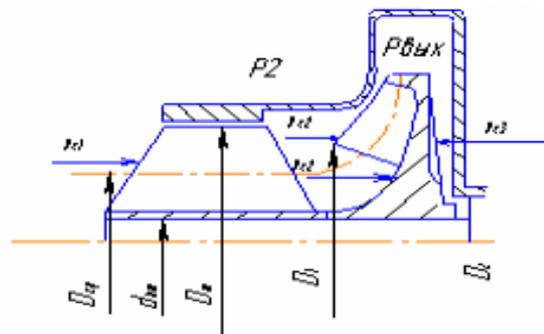


Рис. 4. Расчетная схема для определения осевого усилия

Для центробежных колес полузакрытого типа с лопатками, выполненными по дуге окружности, закон распределения давления по радиусу со стороны всасывания на участке, занятом лопатками, близок к линейному [4]. Изменение сил давления по радиусу с нерабочей стороны колеса происходит по параболическому закону.

На рис. 5 показаны способы уравнивания осевых сил в центробежных насосах с полузакрытыми колесами: осевые отверстия и разгрузочные лопатки.

Из рис. 4 видно, что суммарная осевая сила равна разности сил, действующих на торцевые поверхности колеса, и направлена в этом случае в сторону всасывания.



Рис. 5. Осевые отверстия в полотне центробежного колеса

Для выявления тенденции изменения напорной характеристики ШЦН и осевой нагрузки ротора выбраны 9 рабочих режимов, охватывающих всю напорную характеристику насосного агрегата при частоте оборотов ротора  $N=5000$  об/мин. В результате расчета получены следующие значения для напора ШЦН и осевой силы, действующей на его ротор (табл. 3).

Для рассматриваемого насосного агрегата напорная характеристика, а также график изменения осевой силы, действующей на ротор, для режимов 1-9 из табл. 3 представлены на рис. 6 и 7 соответственно.

Таблица 3. Расчетные значения основных моделируемых параметров насоса

№ режима	Расход $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	Напор $H$ , м	Осевая сила $F_z$ , кг
1	120	15,4	1
2	100	36,7	25,6
3	76	54,76	51
4	60	68,4	78,4
5	40	72,6	88,4
6	20	72,74	89
7	10	72,2	89,4
8	3	72,22	92,4
9	1	72,3	93,5

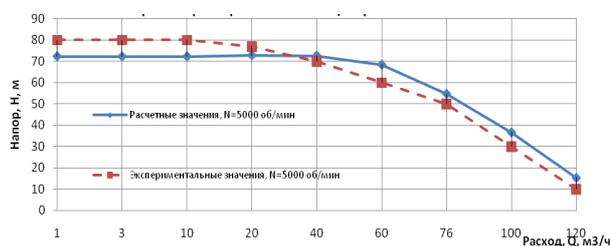


Рис. 6. Сравнение расчетных и экспериментальных значений

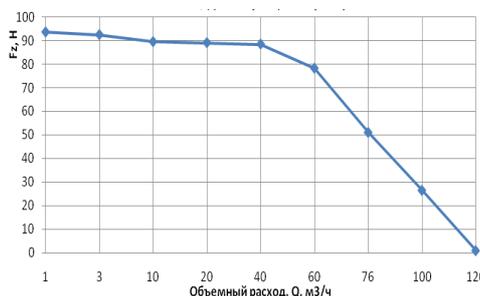


Рис. 7. Значение осевой силы, действующей на ротор

На режимах, характеризующихся повышенным расходом топлива  $Q > 10$  м<sup>3</sup>/ч, картина течения потока имеет вид, представленный на рис. 8.

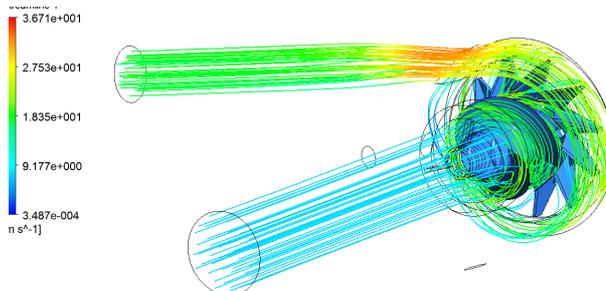


Рис. 8. Распределение поля скоростей

На режимах, при которых  $Q \leq 10 \text{ м}^3/\text{ч}$ , картина течения потока имеет вид, представленный на рис. 9.

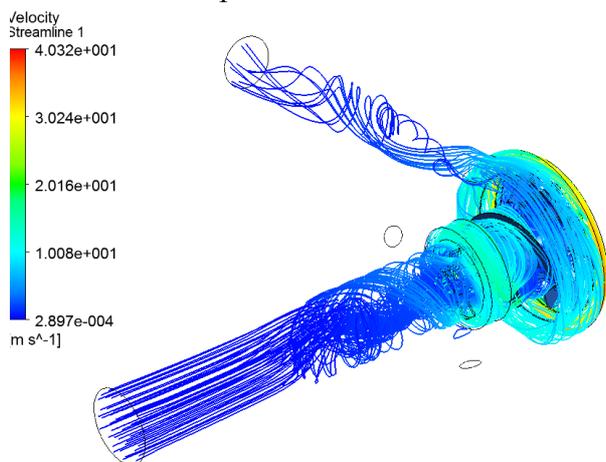


Рис. 9. Распределение поля скоростей

Видно, что на некоторых режимах входной участок насоса не полностью заполнен потоком жидкости, движущимся от входа в колесо к лопаткам. Часть сечения на периферии заполнена противотоками (обратными токами), движущимися обратно – от лопаток колеса к входу в насос. При отсутствии обратных токов линии тока изогнуты по потоку параллельно оси трубопровода, а при наличии интенсивного закрученного вихревого обратного потока окружная составляющая скорости ориентирует нити в направлении, нормальном оси трубопровода. Установлено, что обратные токи возникают в области  $Q=10 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Следовательно, параметр режима  $q < 0,5$ .

Отметим, что для высокооборотных насосов с высокими антикавитационными свойствами коэффициент режима можно определить по приближенной формуле [5]:

$$q \approx 1 - \frac{\alpha}{\beta_n} \quad (10)$$

Визуальные наблюдения с помощью фотографии, а также разработанная численная модель показывают видимые вихревые нити из-за противотоков, распространяющиеся вверх по потоку от шнека. Все вихревые нити вращаются в том же направлении, что и центробежное колесо. Очевидно, что данные вихревые нити вызывают пульсации давления.

Для определения влияния сливов в насос, изменения геометрии входного питаю-

щего трубопровода, а также влияния температуры рабочей жидкости на напор ШЦН и осевую силу, действующую на ротор, была проведена серия расчетов для режимов, указанных в табл. 4.

Таблица 4. Параметры расчета

№ п/п	$N_{\text{нас}}$ , об/мин	$G_{T1}$ , кг/ч	$G_{T2}$ , кг/ч	$G_{T3}$ , кг/ч
1	5000	1000	137	1700
2	5750	1000	250	1700
3	7500	8500	2300	10800
4	5000	31200	0	0
5	7400	8350	4500	2300

Результаты решения приведены в табл. 5.

Таблица 5. Результаты численного расчета

№ п/п	$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$F$ , кг	Примечание
1	3,64	72	91	Отверстия
	3,64	72	90,7	Отверстия, сливы, кавитация
	3,64	72	108	Отверстия, кавитация, измененный вход
2	3,78	95	91	Отверстия
	3,78	95,6	115	Отверстия, сливы, кавитация
	3,78	98,9	140	Отверстия, кавитация, измененный вход

На основании этих данных выявлено, что:

1. При 1 режиме работы сливы с учетом кавитации не влияют на величину напора и осевой силы.
2. При 2 режиме работы сливы с учетом кавитации не влияют на величину напора, но влияют на величину осевой силы (увеличение на 26%).
3. Изменение геометрии входного патрубка приводит к изменению осевой силы по сравнению с прямолинейным входным трубопроводом в условиях кавитации (на 1 режиме увеличение на 19%, на 2 – на 22%).

Характерная структура потока при течении жидкости через насос с измененным входом представлена на рис. 10.

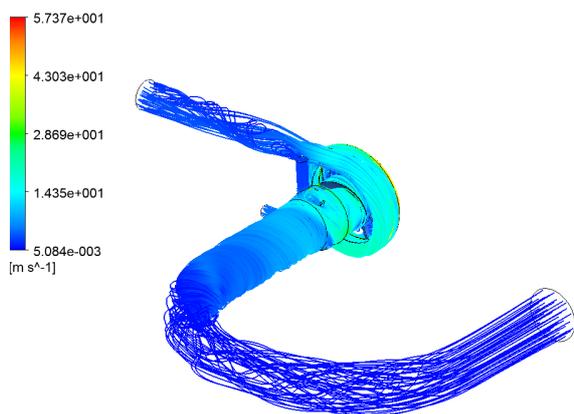


Рис. 10. Зависимость осевой силы от давления насыщенных паров

Картина кавитации при 5 режиме работы из табл. 4 приведена на рис. 11.

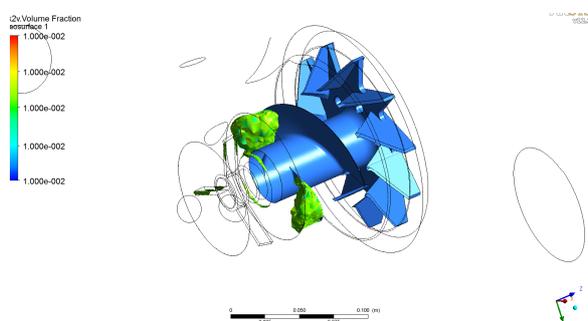


Рис. 11. Распределение кавитационных каверн. Volume fraction=0,01

Видно, что основная зона кавитации расположена на внешней стороне входной кромки шнека.

Одним из предположений [6] о поломке подшипника является то, что возникает кавитационный срыв насоса, вследствие чего проваливается напор, развиваемый насосом, что приводит к повышению амплитуды колебания силы, действующей на ротор ШЦН, что в конечном счете приводит к повышенной динамической нагруженности подшипникового узла. Кавитационные явления в шнекоцентробежном насосе существуют в определенном диапазоне входного давления (режим частичной кавитации) и не должны оказывать заметного влияния на основные параметры насоса [7]. При исследовании влияния кавитационных явлений в шнекоцентробежном насосе на понижение собственных частот колебаний в гидравлических системах отмечалась возможность самовозбуждений автоколебаний в системе питаю-

щий трубопровод – насос, обусловленных кавитационными явлениями в насосе.

Дальнейшая серия исследований была направлена на выявление зависимости осевой силы от давления насыщенных паров, имитирующих изменение температуры рабочей жидкости. Зависимость давления насыщенных паров от температуры жидкости приведена на рис. 12.

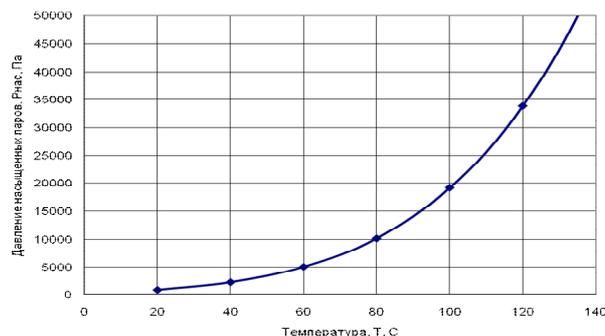


Рис. 12. Зависимость давления насыщенных паров от температуры

Для первого режима работы (см. табл. 4) были получены значения, приведенные в табл. 5.

Таблица 5. Результаты численного расчета

№ п/п	$P_{\text{нас}}$ , Па	$H$ , м	$F$ , кг
1	1329	72	108
2	3300	74,7	109
3	10000	74,87	111,44
4	35000	-	-
5	50000	75	111,24
6	60000	74,7	109

В качестве граничных условий задавалось:

- полное давление на входе в питающий трубопровод;
- расход через сливы;
- расход через конический диффузор.

Видно, что ни напор, ни осевая сила практически не меняются при изменении давления насыщенных паров керосина (рис. 13).



Рис. 13. Зависимость осевой силы от давления насыщенных паров

Однако данный режим характеризуется положительными углами атаки для шнека, что является негативным фактором для условия возникновения кавитации.

Представим зависимость осевой силы от кавитационного числа  $k$  для режимов 3-5 из табл. 4 (рис. 14-16). Коэффициент кавитации  $k$  определяется из выражения

$$k = \frac{P_{вх} - P_{нас}}{\rho U^2}, \quad (11)$$

где  $U$  – окружная скорость. Необходимо отметить, что для высокооборотных насосов  $U^2 \gg C^2$ .

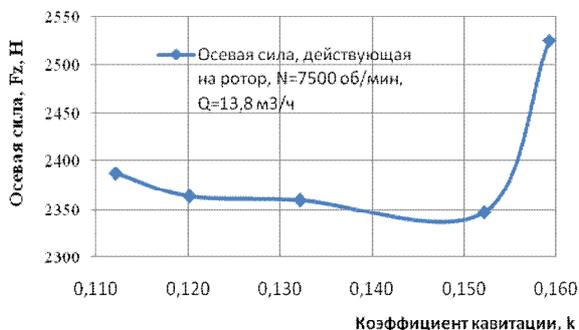


Рис. 14. Зависимость осевой силы от кавитационного числа

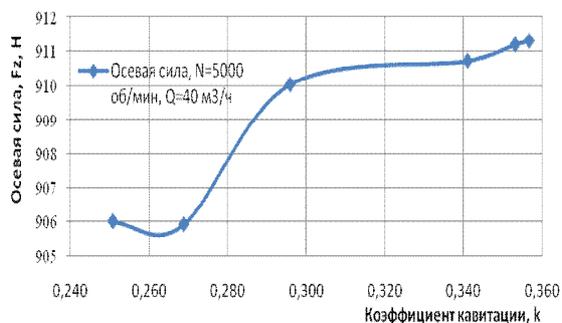


Рис. 15. Зависимость осевой силы от кавитационного числа

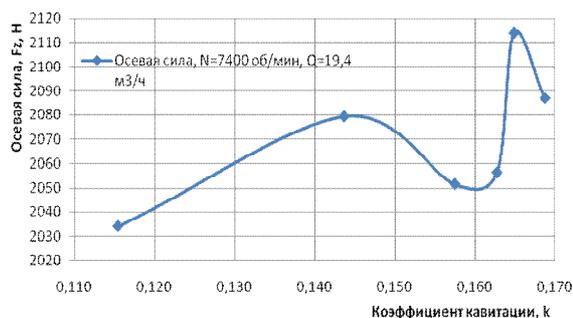


Рис. 16. Зависимость осевой силы от кавитационного числа

Видно, что и в этом случае значение осевой силы практически не изменяется.

Известно, что в режиме развитых кавитационных автоколебаний периодически происходит полный срыв напора шнека, а напор насоса при этом уменьшается максимум на 15%. Для этого была проведена серия расчетов шнека при частоте его оборотов  $N=4000, 5000, 6000$  и  $7000$  об/мин. На рис. 17 приведена 3D модель расчетной области шнека.

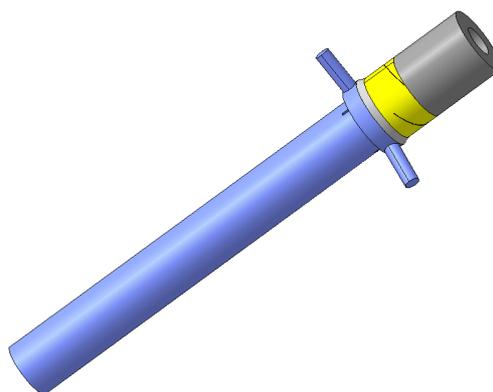


Рис. 17. 3D модель расчетной области шнека

В результате численного моделирования получена напорная характеристика рассматриваемого шнека и график изменения осевой силы, действующей на него (рис. 18-19).

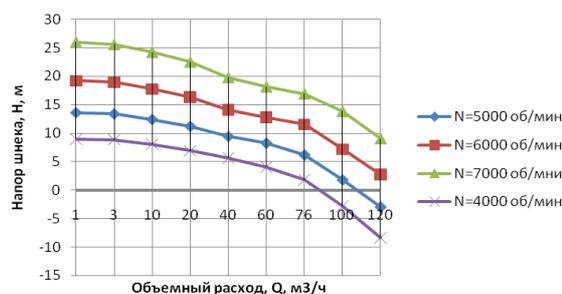


Рис. 18. Зависимость напора шнека от расхода рабочего тела и оборотов

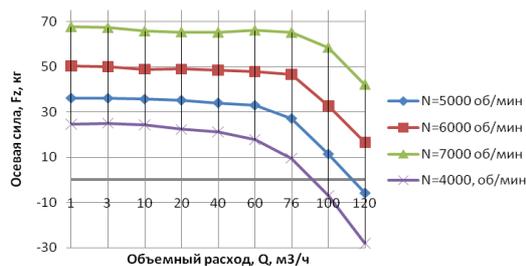


Рис. 19. Зависимость осевой силы от расхода рабочего тела и оборотов

Из рис. 18 и 19, а также из табл. 3 видно, что осевая сила, действующая на шнек, не превышает 43% от значения силы, действующей на весь ротор ШЦН.

Таким образом, необходимо более детальное моделирование условий срыва шнека с целью его влияния на осевую силу, действующую на ротор.

#### Библиографический список

1. Роуч, П. Вычислительная гидродинамика [Текст] / П. Роуч. - М.: Мир, 1980. - 616 с.
2. Зайцев, Д.К. Окружные неоднородности в турбулентном закрученном течении по кольцевому каналу: завихрители с тангенциальным входом [Текст] / Д.К. Зайцев, Е.М.

Смирнов // Тез. докл. всерос. конф. 9-11 апреля 2002. - М.: ОИВТ РАН, 2002. - С. 31-32.

3. Юн, А.А. Расчет и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе FASTEST-3D [Текст] / А.А. Юн, Б.А. Крылов - М.: Изд-во МАИ, 2007.- 116 с.

4. Раздолин, М.В. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей [Текст] / М.В. Раздолин, Д.Н. Сурнов - М.: Машиностроение, 1973. - 352 с.

5. Пилипенко, В.В. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем [Текст] / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, М.С. Натанзон. - М.: Машиностроение, 1977. - 352 с.

6. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев [и др.] // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. 2002. -№1. - С. 78-83.

7. Шапиро, А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах [Текст] / А.С. Шапиро. - М.: МГИУ, 2004. - 280 с.

## DEVELOPMENT OF NUMERICAL MODELS OF WORKING PROCESS IN FUEL AUGER-CENTRIFUGAL PUMP

© 2011 S. A. Gafurov<sup>1</sup>, M. G. Miheev<sup>2</sup>, L. V. Rodionov<sup>1</sup>, A. N. Kruchkov<sup>1</sup>, E. V. Shahmatov<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov  
(National Research University)

<sup>2</sup>ОАО «КУЗНЕЦОВ»

The issues compiling numerical computational model based on the method of finite volumes are discussed in this paper. This model is used to measure axial force acting on the rotor of auger-centrifugal stage of combined fuel pump. Model verified by comparing the calculated and experimental characteristics of the discharge. The paper discusses the impact of some design parameters auger-centrifugal stage on the value of the axial force.

*Combination pump, кавитация, return current, transiency, axial force, finite volume method.*

**Информация об авторах**

**Гафуров Салимжан Азатович**, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [sa.gafurov@gmail.com](mailto:sa.gafurov@gmail.com). Область научных интересов: гидродинамика, численные методы, лопаточные машины.

**Михеев Максим Геннадьевич**, инженер-конструктор. ОАО «Кузнецов. E-mail: [mecmod@mail.ru](mailto:mecmod@mail.ru). Область научных интересов: газодинамика, лопаточные машины.

**Родионов Леонид Валерьевич**, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [rl63@bk.ru](mailto:rl63@bk.ru). Область научных интересов: гидравлика, объемные гидромашины.

**Крючков Александр Николаевич**, доктор технических наук, доцент, руководитель цикла «Автоматика» кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru). Область научных интересов: гидрогазодинамика, лопаточные и объемные насосы.

**Шахматов Евгений Владимирович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru). Область научных интересов: виброакустика.

**Gafurov Salimzhan Azatovich**, graduated student ASEU department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: [sa.gafurov@gmail.com](mailto:sa.gafurov@gmail.com). Area of research: Fluid dynamics, shoulder machine.

**Miheev Maksim Gennadievich**, design engineer of JSC «KUZNETSOV». E-mail: [mecmod@mail.ru](mailto:mecmod@mail.ru). Area of research: gas dynamics, shoulder machine.

**Rodionov Leonid Valerevich**, Candidate of Technical Sciences, assistant ASEU department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: [rl63@bk.ru](mailto:rl63@bk.ru). Area of research: Hydraulics, positive-displacement hydraulic machine.

**Kruchkov Aleksandr Nikolaevich**, Doctor of Engineering, associated professor of ASEU department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: [kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru). Area of research: Vibroacoustics.

**Shahmatov Evgeniy Vladimirovich**, Doctor of Engineering, professor, Head of ASEU department, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: [shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru). Area of research: Vibroacoustics.